

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-356436

(43)Date of publication of application : 26.12.2000

(51)Int.Cl.

F25B 39/04

(21)Application number : 11-263009

(71)Applicant : SHOWA ALUM CORP

(22)Date of filing : 17.09.1999

(72)Inventor : WATANABE HIROHIKO
HOSHINO RYOICHI
TAKAHASHI YASUHIRO

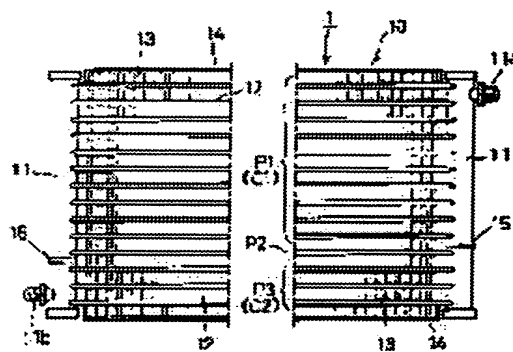
(30)Priority

Priority number : 11100285 Priority date : 07.04.1999 Priority country : JP

(54) CONDENSER**(57)Abstract:**

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a condenser capable of ensuring high refrigerating effect while avoiding pressure rise of a refrigerant.

SOLUTION: A multi-flow type condenser is chiefly selected as an object. Among a plurality of paths P1 to P3 the path 2 located by one on this side from the final path P3 is reduced in its tube number compared with the paths P1 to P3 located before and after the path 2, whereby they are constructed as a pressure reduction path (pressure reduction means) by lowering refrigerant pressure. A refrigerant condensed in the first path 1 reduced in pressure through the pressure reduction path P2, part of which is evaporated and the low pressure gas refrigerant is again condensed in the final path P3.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination] 27.06.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 03.06.2003

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 2003-12362

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection] 02.07.2003

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-356436

(P2000-356436A)

(43)公開日 平成12年12月26日 (2000. 12. 26)

(51)Int.Cl.⁷

F 2 5 B 39/04

識別記号

F I

F 2 5 B 39/04

テームコード* (参考)

R

C

審査請求 未請求 請求項の数21 O L (全 10 頁)

(21)出願番号 特願平11-263009

(22)出願日 平成11年9月17日 (1999. 9. 17)

(31)優先権主張番号 特願平11-100285

(32)優先日 平成11年4月7日 (1999. 4. 7)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000186843

昭和アルミニウム株式会社

大阪府堺市海山町6丁224番地

(72)発明者 渡辺 寛彦

堺市海山町6丁224番地 昭和アルミニウム株式会社内

(72)発明者 星野 良一

堺市海山町6丁224番地 昭和アルミニウム株式会社内

(72)発明者 ▲高▼▲橋▼ 康浩

堺市海山町6丁224番地 昭和アルミニウム株式会社内

(74)代理人 100071168

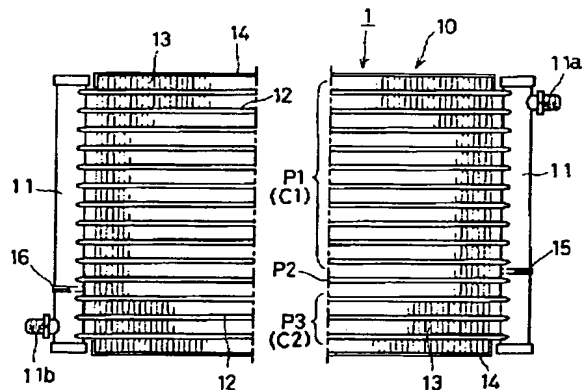
弁理士 清水 久義 (外2名)

(54)【発明の名称】 凝縮器

(57)【要約】

【課題】 冷媒の圧力上昇を回避しつつ、高い冷凍効果を得ることができる凝縮器を提供する。

【解決手段】 本発明は、主としてマルチフロータイプの凝縮器を対象としている。複数のバスP1～P3のうち、最終バスP3の1つ手前のバスP2を、その前後のバスP1、P3に比べてチューブ本数を少なくすることにより、冷媒圧力低下用の減圧バス（減圧手段）として構成する。そして、第1バスP1で凝縮した冷媒を、減圧バスP2で減圧してその一部を気化させ、その低压ガス冷媒を最終バスP3で再凝縮する。



10:コア 11:ヘッダー 12:扁平チューブ
15、16:仕切部材 C1、C2:凝縮部
P1～P3:バス

【特許請求の範囲】

【請求項1】 冷媒入口と、冷媒出口と、前記冷媒入口から流入された冷媒を凝縮しつつ前記冷媒出口まで導く冷媒経路と、前記冷媒経路の途中に設けられ、冷媒圧力を低下させるための減圧手段と、を備える凝縮器。

【請求項2】 前記冷媒経路における前記減圧手段よりも上流側で凝縮された冷媒が、前記減圧手段により減圧されて少なくとも一部が気化され、その低圧ガス冷媒が前記冷媒経路における前記減圧手段よりも下流側で再凝縮されるよう構成されてなる請求項1記載の凝縮器。

【請求項3】 前記減圧手段の冷媒通路断面面積が、前記減圧手段の上流側及び下流側における冷媒経路の冷媒通路断面面積よりも、それぞれ小さく設定されてなる請求項1又は2記載の凝縮器。

【請求項4】 間隔をおいて互いに平行に配置される一対のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数の熱交換チューブが配置されてコアが形成される一方、前記ヘッダーの内部に設けられた仕切部材により、前記複数の熱交換チューブが複数のバスに区分けされ、それらの各バスを冷媒が順に通過する冷媒経路が形成される凝縮器において、前記複数のバスのうち、第1バスと最終バスとの間における前記冷媒経路の途中に、冷媒圧力を低下させるための減圧手段が設けられてなることを特徴とする凝縮器。

【請求項5】 前記バスが3つ以上設けられ、前記第1バスと前記最終バスとの間の中間のバスが、前記減圧手段を構成する減圧バスとして形成されてなる請求項4記載の凝縮器。

【請求項6】 前記最終バスの1つ手前のバスが、前記減圧バスとして構成されてなる請求項5記載の凝縮器。

【請求項7】 前記第1バスと前記最終バスとの間における複数のバスが、前記減圧バスとして構成されてなる請求項5又は6記載の凝縮器。

【請求項8】 前記減圧バスの上流側に配置される全てのバスのトータル通路断面面積と、下流側に配置される全てのバスのトータル通路断面面積との比が、65～90%：35～10%に設定されてなる請求項5ないし7のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項9】 前記減圧バスのトータル通路断面面積が、前記減圧バスの前後のバスの各トータル通路断面面積よりも、それぞれ小さく設定されてなる請求項5ないし8のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項10】 前記減圧バスのトータル通路断面面積が、前記減圧バスの1つ手前のバスのトータル通路断面面積に対し、10～50%に設定されてなる請求項9記載の凝縮器。

【請求項11】 前記減圧バスのトータル通路断面面積が、前記減圧バスの1つ後のバスのトータル通路断面面積

に対し、10～55%に設定されてなる請求項9又は10記載の凝縮器。

【請求項12】 前記減圧バスのトータル通路断面面積が、全てのバスのトータル通路断面面積に対し、2～10%に設定されてなる請求項5ないし7のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項13】 前記減圧バスを構成する熱交換チューブが、前記減圧バスの前後のバスを構成する熱交換チューブに対し、相当直径 (equivalent diameter) が小さく設定されてなる請求項5ないし7のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項14】 前記減圧バスを構成する熱交換チューブが、減圧バスの前後のバスを構成する熱交換チューブに対し、通路断面面積が小さく設定されてなる請求項5ないし7のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項15】 前記減圧バスを構成する熱交換チューブの内径が、部分的に小さく設定されてなる請求項5ないし7のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項16】 前記減圧バスを構成する熱交換チューブの数が、前記減圧バスの前後のバスを構成する熱交換チューブの数よりも少なく設定されてなる請求項5ないし7のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項17】 前記減圧バスを構成する熱交換チューブの数が、1～5本に設定されてなる請求項16記載の凝縮器。

【請求項18】 前記減圧バスよりも1つ手前のバスを構成する熱交換チューブの数が、3～40本に設定されてなる請求項16又は17記載の凝縮器。

【請求項19】 前記減圧バスの1つ後のバスを構成する熱交換チューブの数が、3～12本に設定されてなる請求項16ないし18のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項20】 前記減圧バスを構成する熱交換チューブが、非直線状に形成されてなる請求項5ないし7のいずれかに記載の凝縮器。

【請求項21】 前記減圧バスよりも下流側のバスが、前記減圧手段を通過したガス冷媒を凝縮する凝縮部と、前記減圧手段を通過した液冷媒を過冷却する過冷却部とを有する請求項5ないし7のいずれかに記載の凝縮器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば車両の空気調和用冷凍システム等に好適に用いられる凝縮器に関する。

【0002】

【従来の技術】車両等の空気調和用冷凍システムは、通常、コンプレッサー、凝縮器、膨張弁、及び蒸発器を用いた蒸気圧縮式の冷凍サイクルを有している。

【0003】このような冷凍サイクルにおける冷媒状態を、縦軸に圧力、横軸にエンタルピーを取ったモリエル線図 (図12) に示す。なお同図において、液相線より

も左側の領域では冷媒は液相状態、液相線と気相線との間の領域では気液混相状態、気相線よりも右側の領域では気相状態となる。

【0004】同図の実線に示すように、コンプレッサーによって圧縮された冷媒は、A点からB点の状態に移行して高温・高圧のガス冷媒となり、続いて凝縮器により冷却されて、B点からC点の状態に移行して液冷媒となる。更にこの液冷媒は膨張弁により減圧膨張されて、C点からD点の状態に移行して低圧・低温の霧化状態の冷媒となる。そしてこの冷媒が、蒸発器において空気と熱交換することによって、蒸発・気化されて、D点からA点の状態に移行してガス冷媒となる。ここで、D点からA点までのエンタルピー差が、冷却に作用する熱量に相当するものであり、このエンタルピー差が大きいほど、冷凍能力が大きくなる。

【0005】従来、このような冷凍サイクルにおいて、冷媒をB点からC点の状態に移行させるための凝縮器として、マルチフロータイプと称される熱交換器からなるものが周知である。この凝縮器は、図13に示すように、一対のヘッダー(102)(102)に、両端を連通接続した多数の熱交換チューブが並列状に配置されて、コア(101)が形成されている。更にヘッダー(102)内に設けられた仕切部材(103)により、多数の熱交換チューブが複数のパス(P1)～(P4)に区分けされる。そして、この凝縮器においては、冷媒が各パス(P1)～(P4)を順に通って蛇行状に流通する間に、冷媒を外気との間で熱交換させて凝縮するものである。

【0006】ところで、上記冷凍サイクルにおいて、D点からA点までのエンタルピー差が大きいほど、冷凍能力が大きくなることは、既述した通りである。そこで近年になって、冷媒をB点からC点に移行させる凝縮過程において、凝縮された冷媒を、C点よりも更に数度低い温度にまで過冷却して放熱量を増加させることにより、蒸発時のエンタルピー差を大きくするという考え方に基づく凝縮器の開発が進められている。

【0007】このような改善提案として、凝縮部と過冷却部との間に、レシーバタンクを配設したレシーバタンク付き凝縮器が提案されている。

【0008】この提案例のレシーバタンク付き凝縮器は、図14に示すように、マルチフロータイプの熱交換器コア(111)と、その一方のヘッダー(112)に併設されたレシーバタンク(113)とを備え、熱交換器コア(111)の上流側を凝縮部(111C)として構成し、下流側を過冷却部(111S)として構成するものである。そしてこの凝縮器においては、冷媒が、凝縮部(111C)の各パス(P1)～(P3)を順に通って蛇行状に流通する間に、冷媒を外気との間で熱交換させて凝縮し、更にその凝縮冷媒をレシーバタンク(113)に導いて気液分離し、液冷媒のみを過冷却部(1

11S)に導いて過冷却するものである。

【0009】かかる凝縮器を用いた冷凍サイクルにおいては、図12の点線に示すように、コンプレッサーによって圧縮された冷媒が、A点からBs点の状態に移行して高温・高圧のガス冷媒となり、続いて凝縮部(111C)により冷却されて、Bs点からCs1点の状態に移行して液冷媒となる。更にこの液冷媒は、レシーバタンク(112)を通った後、過冷却部(111S)によって過冷却されて、Cs1点からCs2点の状態に移行して、完全な液冷媒となる。そしてこの液冷媒が、膨張弁により減圧膨張されて、Cs2点からDs点の状態に移行して、霧化状態の冷媒となり、蒸発器において蒸発・気化されて、Ds点からA点の状態に移行してガス冷媒となる。

【0010】この冷凍サイクルにおいては、凝縮された冷媒を、Cs1～Cs2に示すように過冷却することにより、蒸発時のエンタルピー差(Ds～A)が、通常の冷凍サイクルの蒸発時のエンタルピー差(D～A)よりも大きくなり、優れた冷凍効果を得ることができる。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】上記従来提案のレシーバタンク付き凝縮器は、図13に示す既存の凝縮器と同様に、自動車内の限られたスペース内に設置されるものであり、基本的には、既存の凝縮器と同じサイズのものであり、ところが、従来提案のレシーバタンク付き凝縮器は、コア(111)の下側を、凝縮に寄与しない過冷却部(111S)として構成するものであるため、既存の凝縮器と比較した場合、コア(111)に過冷却部(111S)を形成する分、凝縮部(111C)が小さくなり凝縮能力が低下する。従って、この低い凝縮能力で冷媒を確実に凝縮できるように、コンプレッサーにより冷媒圧力を高めて、高温・高圧の冷媒を凝縮部(111C)に送り込む必要がある。その結果、冷凍サイクル内、特に凝縮領域での冷媒圧力が上昇し、実際、図12のモリエル線図に示すように、従来提案のレシーバタンク付き凝縮器を用いた冷凍サイクルでは、凝縮及び過冷却領域(Bs～Cs2)での冷媒圧力が、通常の冷凍サイクルに比べて高くなっている。

【0012】このように従来提案のレシーバタンク付き凝縮器は、冷媒圧力を高くするため、例えばコンプレッサーの負荷が大きくなり、コンプレッサーの大型化及び高性能化が求められ、冷凍システムの大型化、及び高重量化を来すとともに、車両搭載時における燃費が低下し、更にコストの増大も来すという問題が発生する。

【0013】この発明は、上記従来技術の問題を解消し、冷媒の圧力上昇を回避しつつ、高い冷凍効果を得ることができる凝縮器を提供することを目的とする。

【0014】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、第1の発明の凝縮器は、冷媒入口と、冷媒出口と、

前記冷媒入口から流入された冷媒を凝縮しつつ前記冷媒出口まで導く冷媒経路と、前記冷媒経路の途中に設けられ、冷媒圧力を低下させるための減圧手段と、を備えるものである。

【0015】この発明の凝縮器は、冷媒を凝縮する過程において、減圧手段によって冷媒の圧力を低下させるものであり、コンプレッサー、蒸発器、膨張弁、レシーバタンク等と共に、車両の空調用等の冷凍システムを構築するものである。

【0016】そして、本発明の凝縮器を用いた冷凍システムにおいては、図7の実線に示すように、冷媒は、コンプレッサーにより圧縮されて、A点からB点の状態に移行して高温・高圧のガス冷媒となる。続いてこの冷媒は、凝縮されてB点からCt1点の状態に移行して液冷媒となる。更にその液冷媒が減圧手段によって減圧されてCt1点からCt2点の状態に移行して、低温・低圧のガス冷媒となり、更にそのガス冷媒が再凝縮されてCt2点からCt3点の状態に移行する。こうして凝縮された冷媒がレシーバタンクにより気液分離された後、液冷媒のみが膨張弁により減圧膨張されて、Ct3点からDt点の状態に移行して低圧・低温の霧化状態の冷媒となり、その後、蒸発器において空気と熱交換することによって、蒸発・気化されて、Dt点からA点の状態に移行してガス冷媒となる。

【0017】本発明の凝縮器は、上記の冷凍サイクルにおける1次凝縮(B～Ct1)と、減圧(Ct1～Ct2)と、2次凝縮(Ct2～Ct3)とを行うものである。

【0018】従ってこの凝縮器において、冷媒は、1次凝縮によって、放熱して吸熱能力を増大させた後、その冷媒は、減圧されて再凝縮されることにより、更に放熱して吸熱能力を一段と増大させる。このため、蒸発時のエンタルピー差を大きくすることができ、優れた冷凍効果を得ることができる。例えば本発明の凝縮器を用いた冷凍サイクルは、冷媒蒸発時のエンタルピー差(Dt～A)は、上記従来提案のレシーバタンク付き凝縮器を用いた冷凍サイクル(図7の破線参照)における冷媒蒸発時のエンタルピー差(Ds～A)と同程度に、優れた冷凍効果を得ることができる。

【0019】しかも、本発明の凝縮器は、相変化を伴う1次凝縮及び2次凝縮により、冷媒を放熱させるものであるため、例えば従来提案のレシーバタンク付き凝縮器のように、相変化の伴わない過冷却により、液冷媒の放熱量を向上させる場合に比較して、効率良く放熱させることができる。つまり本発明の凝縮器は、ほぼ全域を凝縮器本来の凝縮部として構成して、冷媒の放熱を効率良く行うことができるため、優れた凝縮能力を得ることができる。このため、冷凍サイクル内における冷媒の圧力を上昇させなくとも、冷媒を確実に凝縮することができる、コンプレッサーの負荷を軽減させることができる。従って、コンプレッサーの大型化を防止でき、冷凍シス

テム全体の小型化及び軽量化はもとより、車両装着時における燃費を向上させることができ、更にコストを削減することができる。

【0020】なお、本発明の凝縮器においては、減圧手段により、冷媒を必ずしも完全に気化させる必要はなく、減圧手段の上流側で凝縮された液冷媒を、減圧手段により気化させずに液状態のまま下流側に導くような場合もあり得る。

【0021】もっとも、冷媒圧力の上昇を有効に防止するには、減圧手段によって、液冷媒の少なくとも一部を気化させて再凝縮(2次凝縮)させるのが好ましい。

【0022】すなわち、本発明の凝縮器においては、前記冷媒経路における前記減圧手段よりも上流側で凝縮された冷媒が、前記減圧手段により減圧されて少なくとも一部が気化され、その低圧ガス冷媒が前記冷媒経路における前記減圧手段よりも下流側で再凝縮されるよう構成するのが好ましい。

【0023】更に本発明においては、前記減圧手段の冷媒通路断面積が、前記減圧手段の上流側及び下流側における冷媒経路の冷媒通路断面積よりも、それぞれ小さく設定されてなる構成を採用する場合、上記の構成を確実に実現することができる。

【0024】一方、第2の発明は、上記第1発明特有の冷凍システムを形成することが可能なマルチフロータイプの凝縮器を特定するものである。

【0025】すなわち第2の発明は、間隔をおいて互いに平行に配置される一対のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数の熱交換チューブが配置されてコアが形成される一方、前記ヘッダーの内部に設けられた仕切部材により、前記複数の熱交換チューブが複数のバスに区分けされ、それらの各バスを冷媒が順に通過する冷媒経路が形成される凝縮器において、前記複数のバスのうち、第1バスと最終バスとの間における前記冷媒経路の途中に、冷媒圧力を低下させるための減圧手段が設けられてなるものを要旨とする。

【0026】この第2の発明の凝縮器においては、上記第1の発明の凝縮器と同様に、特有の冷凍サイクルを形成することができ、上記と同様に、冷凍サイクル内の冷媒圧力を上昇させることなく、優れた冷凍効果を得ることができる。

【0027】この第2の発明においては、前記バスが3つ以上設けられ、前記第1バスと前記最終バスとの間の中間のバスが、前記減圧手段を構成する減圧バスとして形成されてなる構成を採用することができる。

【0028】また第2の発明においては、前記最終バスの1つ手前のバスを、前記減圧バスとして構成するのが好ましい。すなわちこの場合、1次凝縮及び2次凝縮を効率良く行うことができる。

【0029】更に第2の発明においては、前記第1バスと前記最終バスとの間における複数のバスを、前記減圧

パスとして構成することも可能である。

【0030】特に第2の発明においては、前記減圧パスの上流側に配置される全てのパスのトータル通路断面積と、下流側に配置される全てのパスのトータル通路断面積との比が、65～90%：35～10%に設定されてなる構成を採用するのが良い。

【0031】すなわち、減圧パスの上流側のパスの通路断面積が大き過ぎて、減圧パス下流側のパスの通路断面積が小さくなり過ぎると、2次凝縮を確実に行うのが困難になる恐れがあり、冷媒の放熱を効率良く行えないことがある。逆に減圧パス上流側のパスの通路断面積が小さ過ぎると、1次凝縮を十分に行うのが困難になる恐れがあり、冷媒の放熱を効率良く行えないことがある。

【0032】また本発明において、減圧手段の具体的な構成を実現するために、前記減圧パスのトータル通路断面積が、前記減圧パスの前後のパスの各トータル通路断面積よりも、それぞれ小さく設定されてなる構成を採用するのが好ましい。

【0033】この場合、前記減圧パスのトータル通路断面積を、前記減圧パスの1つ手前のパスのトータル通路断面積に対し、10～50%に設定するのが良く、より好ましくは、下限値を20%以上、上限値を30%以下に設定するのが良い。すなわち、減圧パスの通路断面積が、手前のパスに対し小さ過ぎると、減圧パスの手前において、冷媒が滞留し易くなり、冷媒の循環をスムーズに行えない恐れがある。逆に減圧パスの通路断面積が大き過ぎると、減圧パスにおいて、冷媒を十分に減圧できない恐れがある。

【0034】更に前記減圧パスのトータル通路断面積は、前記減圧パスの1つ後のパスのトータル通路断面積に対し、10～55%に設定するのが良く、より好ましくは下限値を20%以上、上限値を30%以下に設定するのが良い。すなわち、減圧パスの通路断面積が小さ過ぎると、減圧パス下流側のパスの通路断面積が必要以上に大きくなってしまい、凝縮に寄与しない無駄なスペースが生じて、放熱を効率良く行えない恐れがある。逆に減圧パスの通路断面積が大きくなり過ぎて、減圧パス下流側パスの通路断面積が小さくなると、2次凝縮を十分に行えない恐れがある。

【0035】また本発明においては、前記減圧パスのトータル通路断面積が、全てのパスのトータル通路断面積に対し、2～10%に設定されてなる構成を採用するのが望ましい。

【0036】すなわち減圧パスの通路断面積が小さ過ぎると、減圧パスの手前で、冷媒が滞留し易くなり、冷媒の循環をスムーズに行えない恐れがあり、逆に大き過ぎると、減圧パスにおいて、冷媒を十分に減圧できない恐れがある。

【0037】一方、本発明においては、前記減圧パスを構成する熱交換チューブが、前記減圧パスの前後のパス

を構成する熱交換チューブに対し、相当直径 (equivalent diameter) が小さく設定されてなる構成を採用することも可能である。

【0038】ここで、相当直径は、流路の断面積の4倍を濡れ周囲長によって除した値である。つまり、相当直径が小さいほど、単位面積当たりに接触する流量が多くなり、熱交換率が向上する。

【0039】また本発明においては、減圧手段の具体的な構成を実現するために、前記減圧パスを構成する熱交換チューブが、減圧パスの前後のパスを構成する熱交換チューブに対し、通路断面積が小さく設定されてなる構成、前記減圧パスを構成する熱交換チューブの内径が、部分的に小さく設定されてなる構成、又は前記減圧パスを構成する熱交換チューブの数が、前記減圧パスの前後のパスを構成する熱交換チューブの数よりも少なく設定されてなる構成を採用することが可能である。

【0040】本発明の凝縮器において、熱交換チューブの総数は、20～50本程度設けられるのが通例である。従って、減圧パスやそれ以外のパスを、上記したように本発明特有の通路断面積に形成するために、前記減圧パスを構成する熱交換チューブの数が、1～5本に設定されてなる構成、前記減圧パスよりも1つ手前のパスを構成する熱交換チューブの数が、3～40本に設定されてなる構成、又は前記減圧パスの1つ後のパスを構成する熱交換チューブの数が、3～12本、好ましくは3～8本に設定されてなる構成を採用するのが好ましい。

【0041】また本発明においては、前記減圧パスを構成する熱交換チューブが、非直線状に形成されてなる構成を採用することも可能である。例えば、減圧パスを構成するチューブとして、サーペンタイン型凝縮器に用いられる蛇行形状のチューブを用いることができる。

【0042】更に本発明においては、前記減圧パスよりも下流側のパスが、前記減圧手段を通過したガス冷媒を凝縮する凝縮部と、前記減圧手段を通過した液冷媒を過冷却する過冷却部とを有する構成を採用することもできる。

【0043】

【発明の実施の形態】図1はこの発明の実施形態である凝縮器を示す正面図、図2はその凝縮器の冷媒回路構成図である。

【0044】両図に示すように、この凝縮器は、マルチフロータイプの熱交換器を基本構成として有しており、コア(10)には、離間して対峙した左右一対の垂直方向に沿うヘッダー(11)(11)が設けられる。この一対のヘッダー(11)(11)間には、熱交換チューブとしての多数本(14本)の水平方向に沿う扁平チューブ(12)が、それらの各両端を両ヘッダー(11)(11)に連通した状態で、上下方向に所定の間隔おきに並列状に配置される。更に扁平チューブ(12)の各間、及び最外側の扁平チューブ(12)の外側にコルゲ

ートフィン(13)が配置される。また最外側のフィン(13)の外側には、そのフィン(13)を保護するために帯状のサイドプレート(14)が設けられる。

【0045】扁平チューブ(12)としては、図3に示すように、内部に複数の冷媒通路(12a)が併設されたハモニカチューブが一般に使用される。

【0046】なお、本発明において、熱交換チューブとしては、図4及び図5に示すように、内部に、複数の冷媒通路(12a)が併設されるとともに、隣り合う冷媒通路間の仕切壁(12b)に、隣り合う冷媒通路同士を連通する複数の連通孔(12c)が形成される扁平チューブ等も好適に使用することができる。

【0047】また、一方側(右側)のヘッダー(11)における上端には、ユニオンナット等からなる冷媒入口(11a)が設けられるとともに、他方側(左側)のヘッダー(11)における下端には、ユニオンナット等からなる冷媒出口(11b)が設けられている。

【0048】更に図1及び図2に示すように、右側のヘッダー(11)における扁平チューブ(12)の上から10本目と11本目の間に、ヘッダー内部を仕切る仕切部材(15)が設けられるとともに、左側のヘッダー

(11)における扁平チューブ(12)の上から11本目と12本目の間に、ヘッダー内部を仕切る仕切部材(16)が設けられている。これにより、上から1本目から10本目までの扁平チューブ(12)により第1パス(P1)が形成されるとともに、11本目の扁平チューブ(12)により第2パス(P2)、すなわち減圧パス(減圧手段)が形成されるとともに、12本目から14本目までの扁平チューブ(12)により第3パス(P3)、すなわち最終パスが形成される。

【0049】そして、この凝縮器(1)では、コア(10)が、減圧手段としての第2パス(P2)を境にして上側が第1凝縮部(C1)、下側が第2凝縮部(C2)として構成される。

【0050】この凝縮器(1)において、冷媒入口(11a)からヘッダー(11)内に流入した冷媒は、第1ないし第3パス(P1)～(P3)を順に通過することにより、コア(10)内を蛇行状に流通して、冷媒出口(11b)から流出されるように構成されている。

【0051】以上の構成の凝縮器(1)は、図6に示すように、コンプレッサー(2)、レシーバタンク

(5)、膨張弁(3)、及び蒸発器(4)に冷媒管により接続されて、車両用冷凍システムとして採用される。

【0052】この冷凍システムにおいて、コンプレッサー(2)から吐出される高温高压のガス冷媒は、凝縮器(1)に流入して、第1パス(P1)、すなわち第1凝縮部(C1)を通過して凝縮液化されて、図7のB点状態からCt1状態となり、減圧バス(P2)に流入する。

【0053】ここで、減圧バス(P2)は、その上流側のバス(P1)に比べて、チューブ本数が少なく、ト

ータル通路断面積が小さいため、冷媒が減圧バス(P2)を通過する際に、流速が増して減圧されて一部が気化し、図7のCt1点状態からCt2状態となり、最終バス(P3)、つまり第2凝縮部(C2)に導かれる。そしてその低圧ガス冷媒は、第2凝縮部(C2)において、再度冷却されて凝縮されて多量の熱を失い、図7のCt2点状態からCt3状態となる。

【0054】こうして多量の熱を失って吸熱能力が増大した冷媒が、レシーバタンク(5)内で気液分離されて、液冷媒のみが、膨張弁(3)により減圧膨張されて、図7のCt3点状態からDt点状態となる。その後、その低圧・低温の霧化状態の冷媒が、蒸発器(4)に送り込まれ、そこで車内空気との熱交換によって蒸発気化して、Dt点状態からA点状態になり、上記コンプレッサー(2)に戻る。

【0055】このように本発明の凝縮器(1)においては、冷媒を、第1凝縮部(C1)で凝縮した後、減圧して更に、第2凝縮部(C2)で凝縮することにより、冷媒の放熱量(吸熱能力)を段階的に増大させることができるため、蒸発時のエンタルピー差(Dt～A)を、従来提案のレシーバタンク付き凝縮器を用いた冷凍サイクルにおけるエンタルピー差(Ds～A)と同程度に大きく確保することができ、優れた冷凍効果を得ることができる。

【0056】しかも、本実施形態の凝縮器(1)においては、1次凝縮(B点～Ct1)により放熱させた後、更に相変化を伴う2次凝縮(Ct2～Ct3)により、冷媒の放熱量を向上させるものであるため、例えば従来提案のレシーバタンク付き凝縮器のように、相変化の伴わない過冷却により、液冷媒の放熱量を向上させる場合に比較して、効率良く放熱させることができる。つまり本実施形態の凝縮器は、ほぼ全域を凝縮器本来の凝縮部(C1)(C2)として構成して、冷媒の放熱を効率良く行うことができるため、優れた凝縮能力を得ることができる。このため、冷凍サイクル内における冷媒の圧力を上昇させなくとも、冷媒を確実に凝縮することができ、コンプレッサーの負荷を軽減させることができる。従って、コンプレッサーの大型化を防止でき、冷凍システム全体の小型化及び軽量化はもとより、車両装着時における燃費を向上させることができるとともに、コストを削減することができる。

【0057】その上更に、本実施形態の凝縮器(1)においては、減圧バス(P2)に入る冷媒が確実に液化していない場合、減圧バス(P2)を流れる冷媒にガスが混入して体積が大きくなるので、冷媒の減圧バス(P2)を流れる抵抗が増大して、冷媒の流れが減圧バス(P2)で阻害され流量が低下する。こうして流量が低下すると上流側での凝縮負荷が減少し、凝縮が促進されて、完全な液化冷媒のみが減圧バス(P2)へと導かれる。つまり、減圧バス(P2)は、冷媒流量の自己制御

機能を保有しており、オリフィスチューブとして作用する。このため、減圧バス（P2）は常に最良の状態に保たれ、減圧されると同時に冷却されながらその一部は気化しガスとなり最終バス（P3）へと導かれて、上記したように再凝縮が確実に行われるので、冷媒の放熱量を、常に高く維持することができ、優れた冷凍効果を維持することができる。

【0058】以上のように、本実施形態の凝縮器（1）によれば、冷媒圧力の上昇を回避しつつ、優れた冷凍効果を得ることができる。

【0059】また、本実施形態の凝縮器（1）においては、上記従来提案のレシーバタンク付き凝縮器とは異なり、レシーバタンク（5）として、コアとは別体の構成で独立したものを使用できるため、レシーバタンク

（5）の設置場所が制約されず、更に従来提案のレシーバタンク付き凝縮器のような複雑な構造も必要でなく、構造の簡素化を図ることができ、一段と、コストの削減及び省スペース化を図ることができる。

【0060】ところで、本発明においては、減圧バス（P2）のトータル通路断面積を、全バス（P1）～（P3）のトータル通路断面積に対し、2～10％に設定するのが好ましい。すなわち、減圧バス（P2）のトータル通路断面積が大き過ぎる場合には、減圧バス（P2）において、冷媒を十分に減圧させることができず、例えばオリフィスチューブとしての自己制御機能を十分に発揮することができない恐れがある。また逆に、減圧バス（P2）のトータル通路断面積が小さ過ぎると、冷媒がスムーズに流通せず、冷媒の循環が不十分になる恐れがある。

【0061】ここで、上記実施形態において、全バス（P1）～（P3）のトータル通路断面積に対する減圧バス（P2）のトータル通路断面積（％）は、（減圧バスのチューブ本数）／（全バスのチューブ本数）×100で表されるので、 $1/14 \times 100 = 7.14\%$ となり、上記の好適範囲内に設定されている。

【0062】また、本発明においては、減圧バスを構成するチューブを、他のチューブに対し、減圧効果を高めるために、異なる構成のものを使用することもできる。例えば図8に示すように、減圧バス用のチューブ（12a）が並設された円孔通路型ハモニカチューブを用いても良い。

【0063】更に本発明においては、バス数や、各バスのチューブ本数、特に減圧バスのチューブ本数等は、限定されるものではなく、例えば図9に示すように、4つのバス（P1）～（P4）を設けて、その第3バス（P3）を2本のチューブからなる減圧バス（減圧手段）とすることも可能である。

【0064】更に本発明においては、減圧バスを、2つ以上設けるようにしても良い。例えば図10に示すよう

に、ヘッダー（11）（11）を仕切部材（15）～（17）により仕切って、4つのバス（P1）～（P4）を形成し、このうちそれぞれ1本のチューブ（12）からなる第2及び第3バス（P2）（P3）をそれぞれ減圧バスとして構成するようにしても良い。

【0065】また、本発明においては、減圧バスを構成するチューブとして、必ずしも直線状のものをを用いる必要はなく、サーペンタイン型熱交換器に採用される蛇行形状チューブや、キャピラリーチューブを、減圧バス用のチューブとして用いることもできる。

【0066】また、本発明においては、減圧手段は、必ずしも、熱交換チューブ自体により構成する必要はなく、チューブ内に、オリフィス付き仕切板や、絞りバルブ等の減圧手段を別途設けるようにしても良い。

【0067】更に本発明は、減圧手段を、必ずしも熱交換チューブ（バス）に設ける必要はなく、ヘッダーに設けるようにしても良く、要は、冷媒入口から冷媒出口に至る冷媒経路の途中に、減圧手段が設けられてさえいれば良い。

【0068】

【発明の効果】以上のように、本発明の凝縮器によれば、冷媒を凝縮する過程において減圧するものであるため、冷媒圧力を上昇させることなく、冷媒の放熱量を増大させることができ、優れた冷凍能力を得ることができる効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の実施形態である凝縮器を示す正面図である。

【図2】実施形態の凝縮器における冷媒回路構成図である。

【図3】実施形態の凝縮器の熱交換チューブとして適用された扁平チューブを示す断面図である。

【図4】本発明における熱交換チューブの変形例として適用可能な扁平チューブを分解して示す斜視図である。

【図5】上記図4の扁平チューブを示す図であって、同図（a）は正面断面図、同図（b）は側面断面図である。

【図6】実施形態の凝縮器が適用された冷凍システムを示す概略ブロック図である。

【図7】本発明の凝縮器を用いた冷凍サイクルにおけるモリエル線図である。

【図8】本発明における減圧バス用チューブの変形例を示す円孔通路型扁平チューブを示す断面図である。

【図9】本発明の変形例である凝縮器の冷媒回路構成図である。

【図10】本発明の他の変形例である凝縮器を示す正面図である。

【図11】上記他の変形例の凝縮器における冷媒回路構成図である。

【図12】従来の冷凍サイクルにおけるモリエル線図で

ある。

【図13】従来のマルチフロー型凝縮器における冷媒回路構成図である。

【図14】従来の提案にかかるレシーバタンク付き凝縮器における冷媒回路構成図である。

【符号の説明】

1…凝縮器

* 10…コア

11…ヘッダー

12…扁平チューブ（熱交換チューブ）

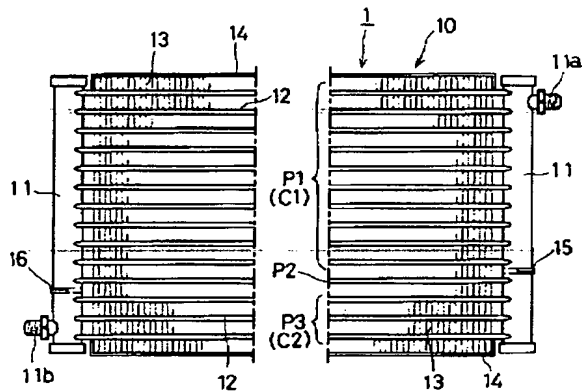
15、16、17…仕切部材

C1、C2…凝縮部

P1～P4…バス

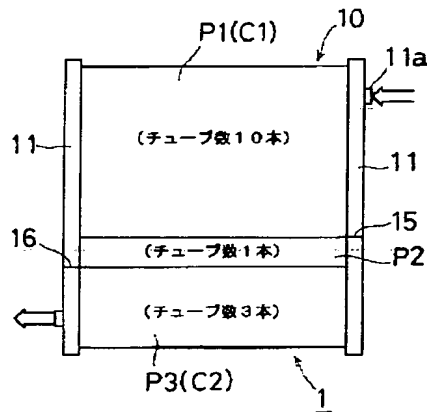
*

【図1】

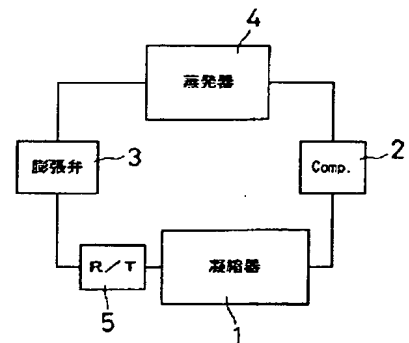


10：コア 11：ヘッダー 12：扁平チューブ
15、16：仕切部材 C1、C2：凝縮部
P1～P3：バス

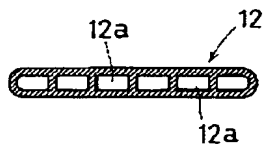
【図2】



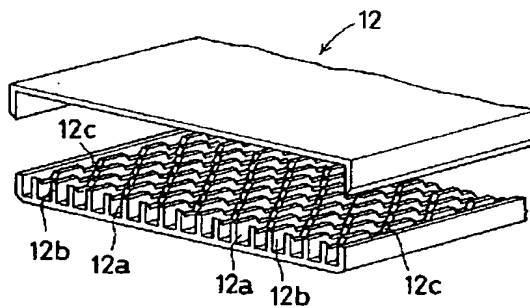
【図6】



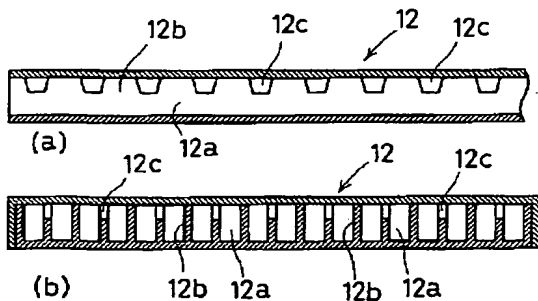
【図3】



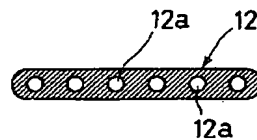
【図4】



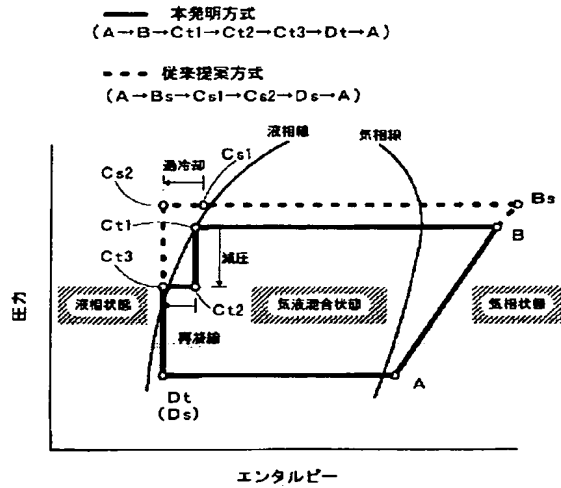
【図5】



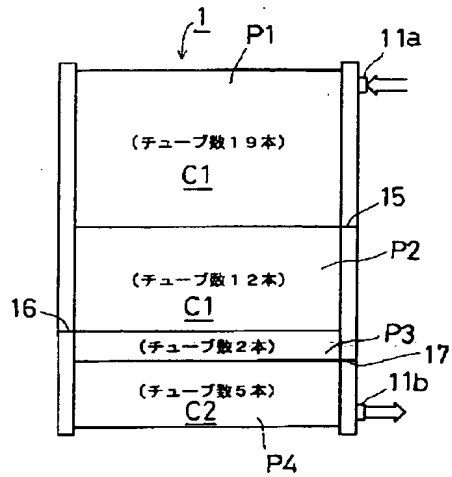
【図8】



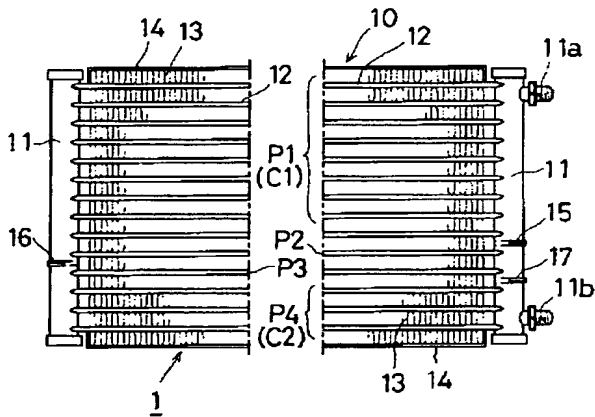
【図7】



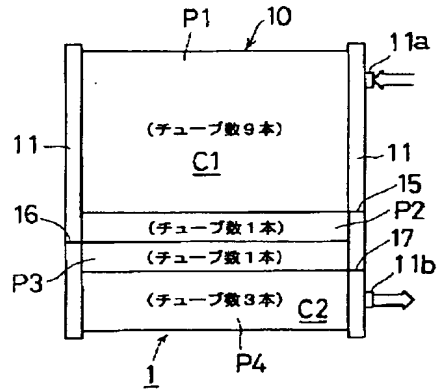
【図9】



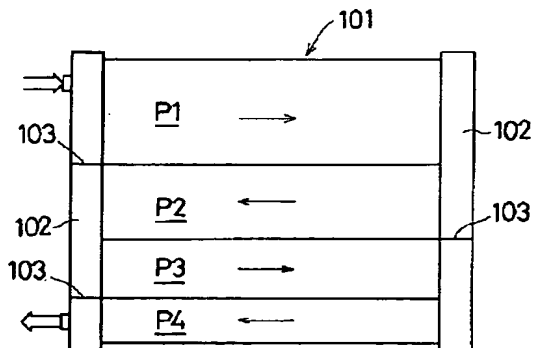
【図10】



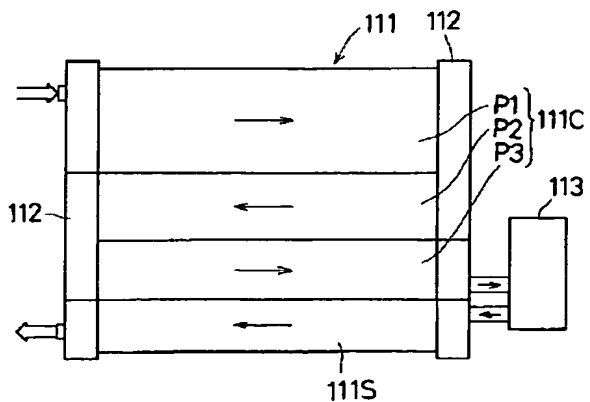
【図11】



【図13】



【図14】



【図12】

